

УДК 621.41

*В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук, А.И. Воронков, канд. техн. наук,
О.Ю. Линьков, канд. техн. наук, И.Н. Никитченко, инж.*

ДВИГАТЕЛЬ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ – ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ

Важнейшей задачей в области энергетических установок транспортных средств является сокращение потребления моторных топлив из нефти и других видов органических ископаемых. Сырьевые ресурсы для производства моторных топлив (нефть, природный газ, уголь и др.) ограничены и темпы роста их добычи возрастают. Мировая добыча ископаемых органических топлив в 1900 году составляла 1 млрд. тонн условного топлива (ТУТ), в 1975 году – 9 млрд. ТУТ, в 2000 году – 20 млрд. ТУТ [1]. По экспертным оценкам разведанные запасы нефти – основное сырьё для производства моторных топлив – будут исчерпаны в течение ближайших десятилетий. Поэтому неизбежно расширение использования альтернативных энергоносителей.

К возможным направлениям снижения использования моторных топлив из нефти следует отнести:

- расширение использования природного газа, как моторного топлива, в том числе для двигателей легковых автомобилей;
- расширение использования альтернативных моторных топлив (прежде всего водорода, спиртов и др.) из возобновляемых сырьевых ресурсов;
- создание энергетических установок наземных транспортных средств, использующих нетрадиционные энергоносители.

Природный газ является одним из природных топлив, не требующих значительных затрат средств для его добычи, транспортировки и подготовки к использованию как моторного топлива. Использование природного газа как моторного топлива, не требует и принципиальных изменений конструкции двигателей с искровым зажиганием. Располагаемые ресурсы природного газа с учетом более высокой доли, которая может быть извлечена при существующей технологии его добычи, в 1,5 – 2 раза превышает ресурсы нефти. Значительно более низкая и стоимость природного газа (по энергетическому эквиваленту) как моторного топлива (на 30 – 50%). Именно этими факторами предопределяется столь широкое, по сравнению с Украиной,

использование природного газа как моторного топлива в странах Европы.

Неизбежно в ближайшей перспективе расширение использования также и водорода, как для производства альтернативных моторных топлив, так и непосредственно как моторного топлива. Водород является одним из наиболее распространенных в природе химических элементов. Массовая доля водорода на планете составляет порядка 1% массы земной коры. Использование водорода, как моторного топлива, позволяет перейти к качественному (комбинированному) регулированию мощности и в двигателях с искровым зажиганием, повысить их эксплуатационный КПД и экологические характеристики без использования дополнительных устройств снижения токсичности отработавших газов. Основная проблема использования водорода, как моторного топлива для транспортных энергетических установок, обусловлена трудностями его хранения непосредственно на транспортном средстве. При хранении водорода в газообразном состоянии и энергоёмкости одной заправки автомобиля водородом, эквивалентной 50 л бензина, необходим бак объёмом порядка 300 л при давлении около 50 МПа, при хранении в жидком состоянии (-253°C) необходим термостат объёмом не менее 190 л. Не созданы еще достаточно ёмкие гидриды металлов, применение которых может оказаться экономически оправданным при соотношении объёма поглощаемого водорода и объёма гидрида металла 1/3000.

Одним из перспективных направлений существенного снижения расхода моторных топлив из нефти может быть использование в качестве энергетической установки автомобиля двигателя внешнего сгорания, в котором как энергоносители используются воздух в баллонах при давлении 30 – 50 МПа и температуре окружающей среды и химический энергоноситель (водород, спирт или традиционные моторные топлива из органических ископаемых) [2]. Научно-исследовательские разработки в данной области доведены до уровня практического использования.

Принципиальная схема энергетической установки автомобиля на базе двигателя с внешним сгоранием представлена на рис. 1. Воздух из баллонов 1 при давлении 30 – 50 МПа и температуре окружающей среды по трубопроводу 2 поступает к редуктору 3, а затем по трубопроводу 4 – к буферной емкости 5, снабженной датчиком давления 6, в которой поддерживается давление 2 – 5 МПа. Из буферной емкости 5 воздух по трубопроводу 7 поступает в камеру сгорания 8, снабженную устройством для подачи топлива 9 (например, форсункой) и устройством для воспламенения топливовоздушной смеси 10 (например, свечой накаливания). Камера сгорания 8 каналами 11 и 12 соединена через впускные клапаны 13 и 14 с рабочими цилиндрами 15 и 16. Привод впускных клапанов 13 и 14 осуществляется с помощью быстродействующих устройств 17 и 18 (например, электромагнитов). Продукты сгорания из надпоршневых полостей рабочих цилиндров 15 и 16 через выпускные клапаны 19 и 20 и выпускные каналы 21 и 22 при перемещении поршней к ВМТ отводятся в выпускной коллектор 23, а затем в окружающую среду. Температура продуктов сгорания на выходе из выпускного коллектора контролируется датчиком 24. Мощность двигателя в зависимости от внешней нагрузки устанавливается путем изменения количества топлива, подаваемого в камеру сгорания 8, продолжительности открытия впускных клапанов 13 и 14, и давления воздуха в буферной емкости 5.

Продолжительность процессов смесеобразования и сгорания в двигателе внешнего сгорания увеличена в несколько раз по сравнению с двигателем внутреннего сгорания, а максимальная температура продуктов сгорания в камере сгорания в зависимости от нагрузки снижена до 800 – 1300 К при коэффициенте избытка воздуха при сгорании $\alpha > 2,5$, что предопределяет высокие экологические характеристики двигателя, минимальные потери теплоты с отработавшими газами. На режимах холостого хода и частичных нагрузок, являющихся определяющими для автомобильных двигателей в городском цикле, температуру отработавших газов поддерживают не ниже температуры окружающей среды путем изменения давления воздуха в буферной емкости, подачи топлива и продолжительности открытия впускного клапана.

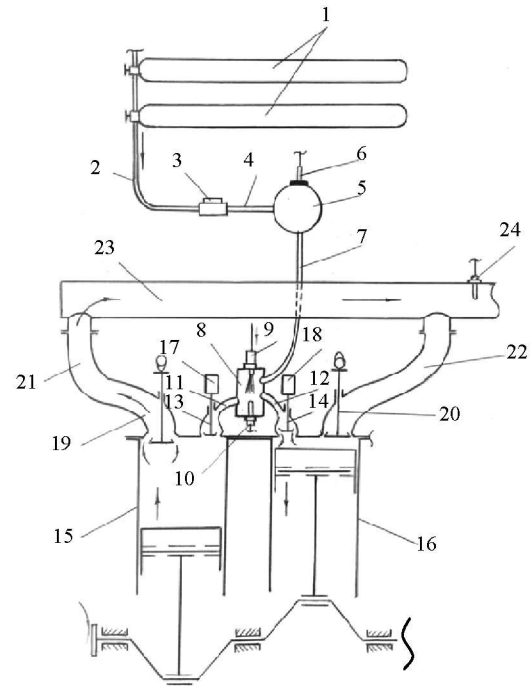


Рис. 1. Схема энергетической установки

Оценка влияния давления p_s и температуры T_s продуктов сгорания в камере сгорания на основные показатели действительного цикла двигателя внешнего сгорания выполнена расчетным путем с использованием ряда экспериментальных данных (изменение коэффициентов расхода клапанов в зависимости от высоты подъема, коэффициента теплоотдачи в зависимости от конструктивных параметров двигателя и параметров рабочих процессов, значения температуры поверхностей стенок надпоршневой полости и камеры сгорания и др.) для двигателей внутреннего сгорания. Поскольку объем буферной емкости намного больше объема камеры сжатия, в которую поступают из камеры сгорания продукты сгорания, давление в камере сгорания принимается постоянным. Температура продуктов сгорания определяется из уравнения теплового баланса для камеры сгорания:

$$Q_H \cdot \eta_{к.с.} + \alpha \cdot M_0' \cdot \mu C_{Pm0} \cdot t_0 = M_S' \cdot \mu C_{Pms} \cdot t_s + W_T Q_H, \quad (1)$$

где Q_H – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{к.с.}$ – КПД камеры сгорания; M_0' – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг; M_S' – количество продуктов сгорания приходящихся на 1 кг топлива, кмоль/кг; μC_{Pm0} , μC_{Pms} – средние удельные молярные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К); t_0 , t_s – температура воздуха на входе в камеру сгорания и продуктов сгорания на вы-

ходе из камеры сгорания; W_T – относительные потери теплоты от продуктов сгорания в стенки камеры сгорания ($W_T=0,03\div 0,05$ в зависимости от теплоизоляции стенок камеры сгорания).

Изменение параметров рабочего тела (продуктов сгорания) в надпоршневой полости двигателя внешнего сгорания в зависимости от объёма надпоршневой полости, как и в надпоршневой полости двигателя внутреннего сгорания, определяется совместным решением дифференциальных уравнений массового и энергетического балансов и уравнения состояния в предположении, что в течение элементарного промежутка времени Δt процессы в рабочей полости установившиеся (квазистационарные), а рабочее тело находится в равновесном состоянии [3]:

$$dM=dM_S-dM_b; \quad (2)$$

$$dQ=dI-V \cdot dp; \quad (3)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dt}{T} = \frac{dM}{M}, \quad (4)$$

где dM – изменение массы рабочего тела в надпоршневой полости, обусловленное поступлением dM_S и выходом рабочего dM_b тела в течение расчётного промежутка времени Δt ; dQ – теплота подведённая к рабочему телу или отведённая от рабочего тела в течение расчётного промежутка времени Δt ; p, V, T, M – параметры рабочего тела в начале расчётного промежутка времени.

На рис. 2. представлен пример результатов расчета изменения параметров рабочего тела в надпоршневой полости в зависимости от угла поворота кривошипа ϕ , на рис. 3 – изменение давления рабочего тела в надпоршневой полости в зависимости от её объёма (индикаторная диаграмма). Расчёты выполнены применительно к автомобильному четырёхцилиндровому двигателю диаметром цилиндра 88 мм, ходом поршня 82 мм, частотой вращения коленчатого вала $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$, отношением максимального значения эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов к площади поршня $2\mu_{\text{св}}/F_n=0,25$ и впускного клапана к площади поршня $\mu_{\text{св}}/F_n=0,025$. При данном значении отношения $\mu_{\text{св}}/F_n$, продолжительности открытия впускного клапана примерно 20°ПКВ , давлении продуктов сгорания в камере сгорания $p_s=5 \text{ МПа}$, температуре $T_s \approx 900 \text{ К}$, индикаторная мощность будет составлять примерно $N_i \approx 95,6 \text{ кВт}$. Температура продуктов сгорания в надпоршневой полости T_e в начале открытия выпускных клапанов ($\phi=30^\circ \text{ПКВ}$ до НМТ) не превышает 320 К , т.е.

подведённая к рабочему телу теплота в камере сгорания используется достаточно эффективно (рис. 2). По индикаторной диаграмме (рис. 3) определяются:

- индикаторная работа газов за цикл, Дж:

$$L_i=L_S+L_p-(L_b+L_c), \quad (5)$$

где L_S – работа на участке впуска продуктов сгорания в надпоршневую полость; L_p – работа расширения продуктов сгорания в надпоршневой полости; L_b – работа, затрачиваемая на удаление продуктов сгорания из надпоршневой полости; L_c – работа сжатия оставшихся в надпоршневой полости продуктов сгорания;

- индикаторную мощность, кВт:

$$N_i=k \cdot L_i \cdot 10^{-3}, \quad (6)$$

где $k=n \cdot z/60$ – количество циклов в цилиндрах двигателя за 1с;

- индикаторный КПД двигателя при заправке баллонов сжатым воздухом на заправочной станции:

$$\eta_{i1}=N_i/(Q_T+L_{\text{кв}}), \quad (7)$$

где $Q_T=G_S \cdot C_{PmS} \cdot t_S - G_B \cdot C_{Pm0} \cdot t_0$ – теплота подведённая к воздуху в камере сгорания, кДж/с; C_{PmS}, C_{Pm0} – средние удельные массовые теплоёмкости продуктов сгорания и воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К);

$L_{\text{кв}}=G_B \cdot 1/(k_{CP}-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [1-(p_0/p_S)^{(k_{CP}-1)/k_{CP}}]$ – потенциальная энергия сжатого воздуха поступающего в камеру сгорания, кДж/с; G_B – расход воздуха через камеру сгорания, кг/с; R – газовая постоянная для 1 кг воздуха (кДж/(кг·К)); k_{CP} – среднее значение показателя адиабаты при расширении воздуха от давления p_S ($T=T_0$) до давления p_0 ;

- удельный индикаторный расход топлива:

$$g_{i1}=B_{\text{ч}}/N_i, \quad (8)$$

где $B_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива;

- индикаторный КПД двигателя при дозаправке баллонов сжатым воздухом непосредственно на борту транспортного средства:

$$\eta_{i2}=N_i/(Q_T+N_{\text{к}}), \quad (9)$$

где $N_{\text{к}}=G_B \cdot m \cdot n/(n-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [(p_{\text{к}}/p_0)^{(n-1)/n} - 1] \cdot 1/\eta_{\text{к}}$ – мощность компрессора, кВт; $m=3$ – количество ступеней компрессора; n – среднее значение показателя политропы сжатия воздуха в одной ступени; $p_{\text{к}}/p_0$ – степень повышения давления воздуха в одной ступени компрессора; $\eta_{\text{к}}=0,75$ – КПД компрессора;

- удельный индикаторный расход сжатого воздуха, кг/(кВт·ч):

$$g_{ei}=3600 \cdot G_B/N_i, \quad (10)$$

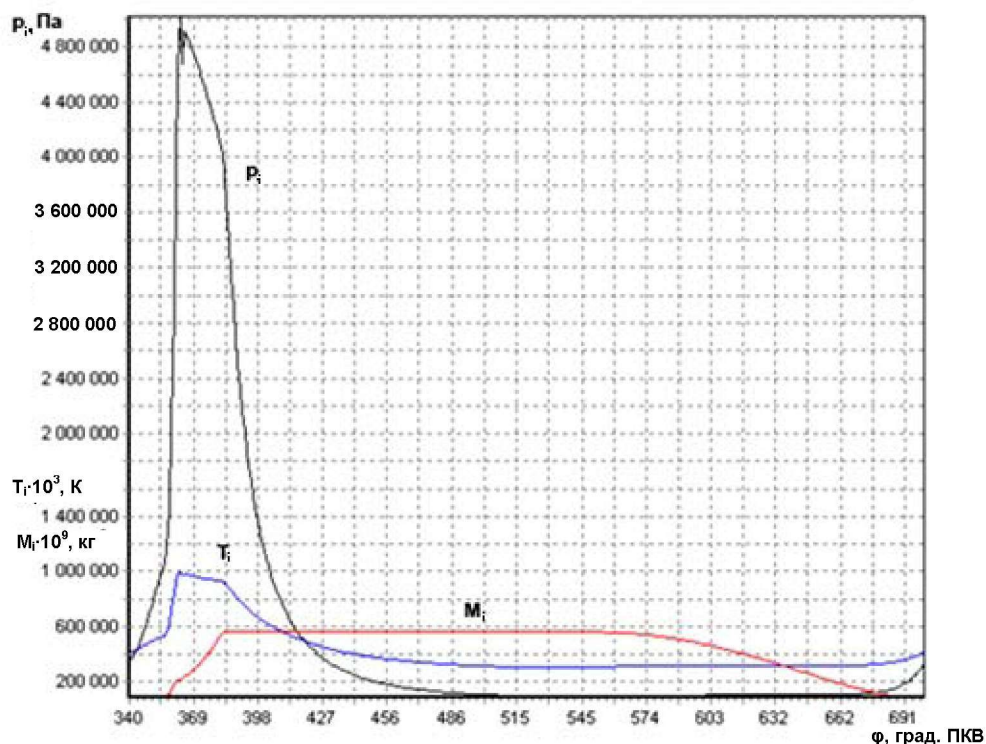


Рис. 2. Изменение параметров рабочего тела в надпоршневой полости в зависимости от угла поворота кривошипа

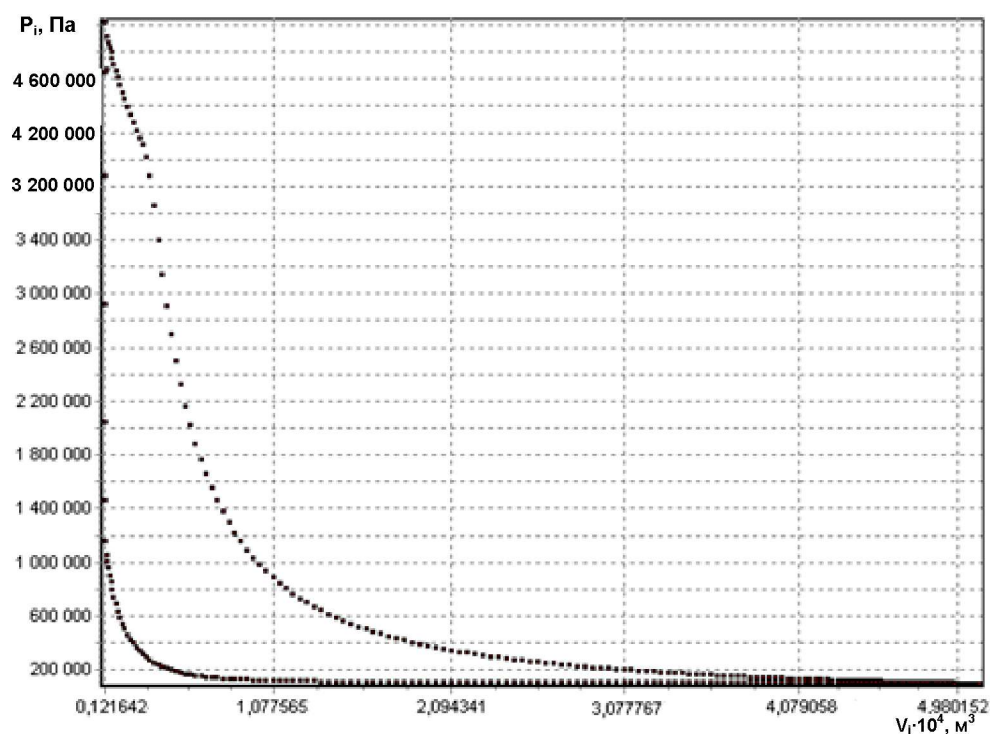


Рис. 3. Индикаторная диаграмма двигателя внешнего сгорания при $n=5000 \text{ мин}^{-1}$, давлении воздуха в буферной полости $p_s=5 \text{ МПа}$ и коэффициенте избытка воздуха в камере сгорания $\alpha=3$

Рассмотрим для примера влияние на индикаторную мощность и индикаторные показатели двигателя давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость (рис. 4), и коэф-

фициента избытка воздуха α в камере сгорания (рис. 5).

При постоянном значении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания ($\alpha=3$) темпера-

тура продуктов сгорания также не изменяется ($T_s \approx 1000$ K). Температура продуктов сгорания T_e в момент начала открытия выпускных клапанов интенсивно снижается с 823 K при $p_s=3$ МПа до 387 K при давлении $p_s=5$ МПа (рис. 4). Снижается и удельный индикаторный расход воздуха g_{ei} (до 5,7

кг/(кВт·ч)), и удельный индикаторный расход топлива g_{il} (до 0,102 кг/(кВт·ч)). Индикаторная мощность возрастает с 50,5 кВт при $p_s=3$ МПа до 119 кВт при $p_s=6$ МПа, соответственно индикаторный КПД η_{il} возрастает с 0,585 до 0,672.

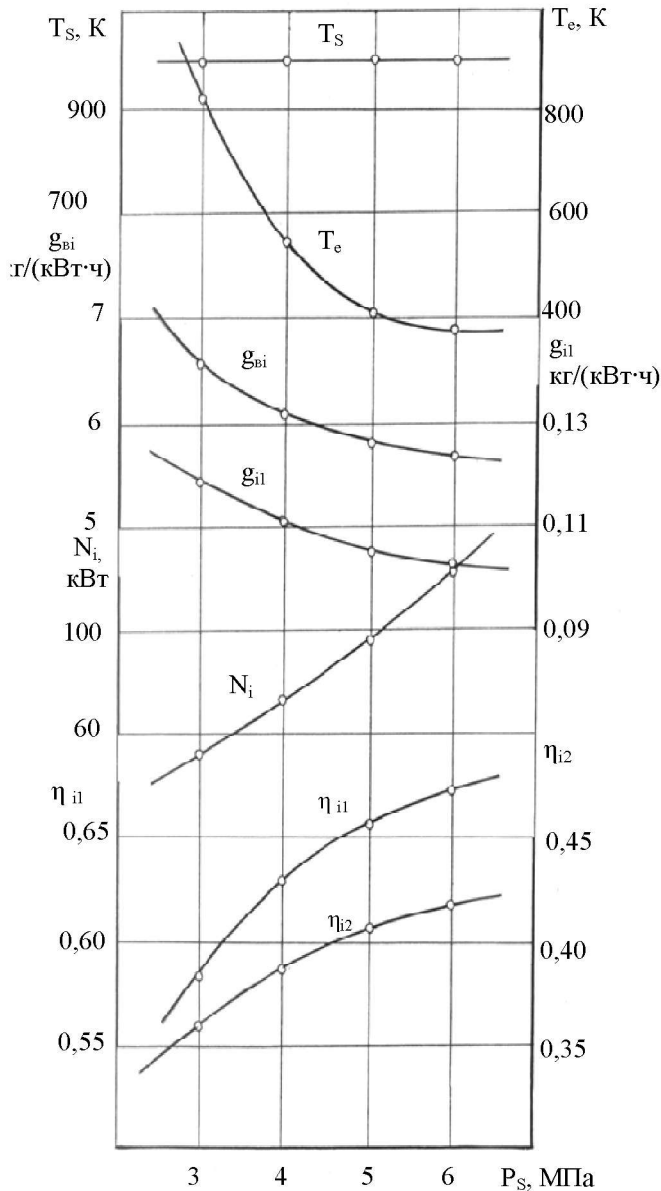


Рис. 4. Влияние давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость p_s , на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при $\alpha=3$

При постоянном значении давления продуктов сгорания p_s , поступающих в камеру сгорания, с увеличением коэффициента избытка воздуха снижается температура продуктов сгорания с 1123 K при $\alpha=2,5$ до 837 K при $\alpha=4$, индикаторный КПД η_{il} возрастает при этом с 0,637 до 0,689 (рис. 5).

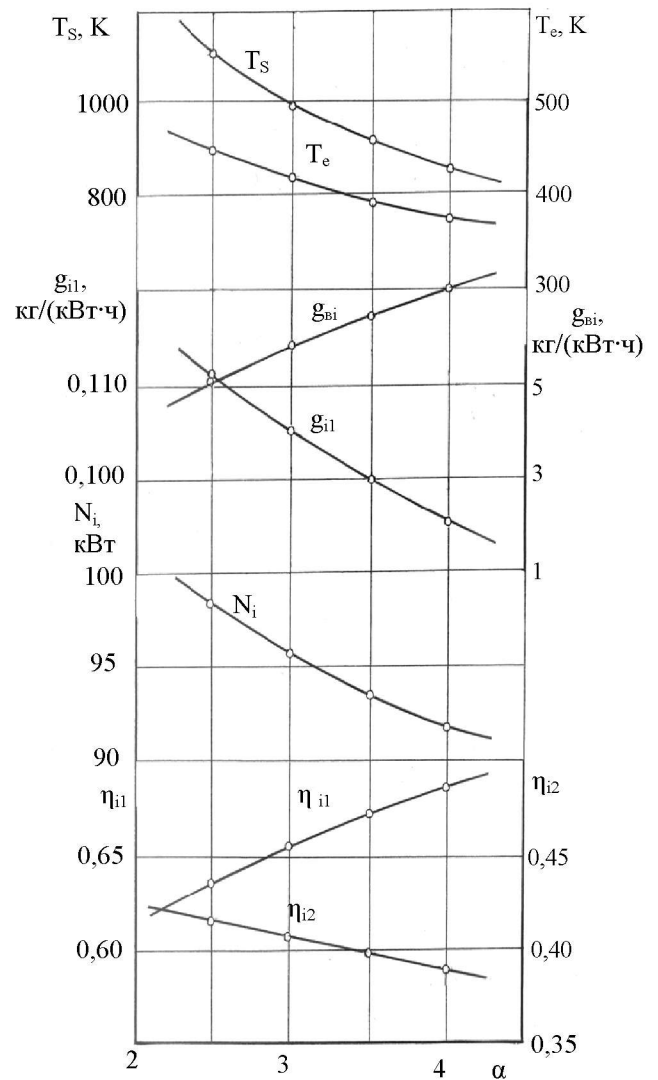


Рис. 5. Влияние изменения коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при $p_s=5$ МПа

Если подзарядка баллонов осуществляется непосредственно на борту транспортного средства, индикаторный КПД η_{i2} с увеличением коэффициента избытка воздуха несколько снижается вследствие увеличения удельного индикаторного расхода воздуха g_{ei} , а соответственно увеличения потерь

индикаторной работы продуктов сгорания на привод компрессора. Индикаторная мощность двигателя снижается с 98,3 кВт при $\alpha=2,5$ до 91,6 кВт при $\alpha=4$.

Представленные данные по двигателю внешнего сгорания позволяют прийти к следующему заключению:

- двигатель внешнего сгорания с заправкой баллонов сжатым воздухом на компрессорных станциях по эффективности преобразования химической энергии топлива в механическую работу газов существенно (на 60 – 70 %) превосходит традиционный двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием;

- двигатель внешнего сгорания вследствие повышенных значений коэффициента избытка воздуха и невысоких значений максимальной температуры сгорания ($T_s < 1300$ К) обладает высокими экологическими характеристиками без использования дополнительных устройств нейтрализации отработавших газов;

- в двигателе внешнего сгорания возможно использование практически любых видов топлив, как газообразного, так и жидкого.

Однако практическое использование двигателя внешнего сгорания как энергетической установки транспортного средства, например автобуса для условий эксплуатации в населённом пункте, потребует:

- проведение значительных по затратам средств опытно-конструкторских разработок по двигателю и его системам;

- организации производства облегчённых баллонов для сжатого воздуха из полимерных материалов с рабочим давлением до 50 МПа;

- создание сети заправочных станций и станций технического обслуживания.

Список литературы:

1. Мировая энергетика: Прогноз развития до 2020г / пер. с англ. докл. комиссии МИРЭК; под ред. Ю.Н. Старшинова. – М.: Энергия, 1980. – 256с.
2. Патент США №6305171B1 F01K 7/34. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection / Guy Negre, Cyril Negre. Оpubл. 23.10.2001.
3. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В.Г. Дьяченко. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500с.